

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-093670

(43)Date of publication of application : 06.04.1999

(51)Int.Cl.

F01P 11/10
F01P 11/12

(21)Application number : 09-254840

(71)Applicant : HITACHI CONSTR MACH CO LTD

(22)Date of filing : 19.09.1997

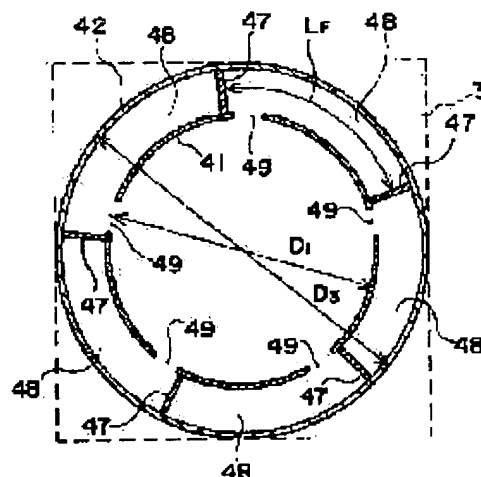
(72)Inventor : TAKEDA SAKAE

(54) FAN SHROUD

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a fan shroud for effectively reducing fan noise to be generated caused by rotation of a cooling fan and vibration of the fan shroud.

SOLUTION: A fan shroud has a double pipe structure composed of an inner pipe 41 and an outer pipe 42 and is divided into interference chambers 48 by partition plates 41 so that the circumferential pipe length LF in a double pipe may be one quarters of the specified acoustic wave length. Opening parts 49 are provided on the inner pipe 41 of respective interference chambers 48. Since acoustic waves entered from the opening parts 49 are reflected while the phase is reversed at 180° after the acoustic wave is transmitted by one quarters length, noise having the specified acoustic wave length is reduced.



3D

PAT-NO: JP411093670A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 11093670 A
TITLE: FAN SHROUD
PUBN-DATE: April 6, 1999

INVENTOR-INFORMATION:
NAME
TAKEDA, SAKAE

ASSIGNEE-INFORMATION:
NAME COUNTRY
HITACHI CONSTR MACH CO LTD N/A

APPL-NO: JP09254840
APPL-DATE: September 19, 1997

INT-CL (IPC): F01P011/10, F01P011/12

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a fan shroud for effectively reducing fan noise to be generated caused by rotation of a cooling fan and vibration of the fan shroud.

SOLUTION: A fan shroud has a double pipe structure composed of an inner pipe 41 and an outer pipe 42 and is divided into interference chambers 48 by partition plates 41 so that the circumferential pipe length LF in a double pipe may be one quarters of the specified acoustic wave length. Opening parts 49 are provided on the inner pipe 41 of respective interference chambers 48.

F01P011/12

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a fan shroud for effectively reducing fan noise to be generated caused by rotation of a cooling fan and vibration of the fan shroud.

SOLUTION: A fan shroud has a double pipe structure composed of an inner pipe 41 and an outer pipe 42 and is divided into interference chambers 48 by partition plates 41 so that the circumferential pipe length LF in a double pipe may be one quarters of the specified acoustic wave length. Opening parts 49 are provided on the inner pipe 41 of respective interference chambers 48. Since acoustic waves entered from the opening parts 49 are reflected while the phase is reversed at 180° ; after the acoustic wave is transmitted by one quarters length, noise having the specified acoustic wave length is reduced.

COPYRIGHT: (C)1999,JP

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[The technical field to which invention belongs] this invention relates to the fan shroud of the cooling fan installed in a construction equipment, large-sized vehicles, etc.

[0002]

[Description of the Prior Art] The global-placement view of the peripheral device of the fan shroud adopted as construction equipments, such as a hydraulic excavator and a crawler crane, is shown in drawing 5. In drawing 5, a cooling fan 11 is a suction formula fan directly linked with the prime mover 12, and, ahead [the], the radiator 13 is arranged. The fan shroud 14 is attached in the side of a radiator 13, and the air duct between a cooling fan 11 and a radiator 13 is formed. If a prime mover 12 drives and a cooling fan 11 rotates, the cooling wind absorbed from the front of a radiator 13 will pass a radiator 13, will pass the inside of the fan shroud 14 further, and will be discharged behind a cooling fan 11. Rotation of a cooling fan 11 generates fan noise, such as fan rotation sound depending on the rotational frequency, and a whizzing sound, a flow noise by the disorder flow of the air which met the fan shroud 14, in that case.

[0003] On the other hand, in order to preserve residents' living environment in a construction equipment in recent years, there is movement which regulates the noise, for example, the work noise criteria is also adopted instead of the noise criteria, i.e., fixed noise criteria, in a maximum idling speed of an engine. In fact, the ambient noise at the time of simulation workloads, such as digging, a run, and revolution, is evaluated, and, as for this evaluation, the further low noise-ization is demanded [in / the construction equipment / the noise in a state with the dynamic body of a construction equipment, and]. To such a demand, the method of sticking acoustic material 15 on the internal surface of the fan shroud 14, and absorbing fan noise is proposed as fan noise is shown in drawing 6, for example, as indicated by JP,7-11956,A.

[0004]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, these fan expressions of noise are comparatively influenced by many factors, such as a size of the chip path clearance L3 which is L2/L1, the wings nose of cam of a cooling fan 11, and a crevice between the fan shrouds 14 of the amount L2 of foggings of the fan shroud 14 and the blade length L1 of a cooling fan 11 to a cooling fan 11, and a configuration of the fan shroud 14, 11 configurations of a cooling fan, as shown in drawing 5. Therefore, in order to reduce effectively the fan noise generated by such factor, just use of acoustic material is inadequate. *combining suggest*

[0005] Moreover, there are some which vibration of the fan shroud 14 serves as a noise source, and are produced besides fan noise, such as fan rotation sound mentioned above, and a whizzing sound, a flow noise of a shroud wall surface, in fan noise. Vibration of a prime mover 12 spreads vibration of such a fan shroud 14 to the fan shroud 14 through a frame with the drive of a prime mover 12, and it is generated by the periodic pressure fluctuation of about 11-cooling fan air with rotation of a cooling fan 11. Therefore, as for the oscillation frequency, the about hundreds of Hz thing which is low frequency comparatively is contained. Then, if the oscillation frequency of the fan shroud 14 is in agreement with

the resonant frequency especially, the fan shroud 14 will emit a resonance and will bring a result which increases fan noise remarkably.

[0006] Even if it is going to absorb sound by sticking acoustic material on the front face of the fan shroud 14 which mentioned above a comparatively low frequency noise resulting from vibration of such a fan shroud 14, acoustic material is effective when absorbing sound a comparatively RF noise of 1000 or more HZs, and its absorption-of-sound effect is smaller than the property to a low frequency noise. Moreover, although raising the rigidity of the fan shroud 14 is also considered in order to prevent the resonance of the fan shroud 14, it is not desirable with the increase of a weight only at a mere rigid increase.

[0007] The purpose of this invention is to offer the fan shroud who reduces effectively the fan noise generated according to the various factors mentioned above.

[0008]

[Means for Solving the Problem]

(1) If it explains with reference to drawing 1 -3 which show the form of 1 operation, invention of a claim 1 will be arranged between a radiator 3 and a cooling fan 1, and will be applied to the fan shroud 4 which forms the path of the cooling style which carries out a heat exchange to the cooling water which circulates through the inside of a radiator 3. And incidence of the acoustic wave of the cooling style which flows between cooling fans 1 is carried out, and the above-mentioned purpose is attained by making the acoustic wave interfere or resonate by having the locus 48 which reduce the noise depended in the style of cooling.

(2) Invention of a claim 2 is arranged between a radiator 3 and a cooling fan 1, and is applied to the fan shroud 4 which forms the path of the cooling style which carries out a heat exchange to the cooling water which circulates through the inside of a radiator 3. And the inner tube 41 which forms the path of the cooling style between cooling fans 1, They are two or more closing space divided into the hoop direction for every predetermined angle in the annular space between the outer tube 42 arranged as a double pipe to this inner tube 41, and an inner tube 41 and an outer tube 42. The above-mentioned purpose is attained by having two or more locus 48 which have the opening 49 in which the acoustic wave of the cooling style which passes through between cooling fans 1 carries out incidence, and the acoustic wave which carried out incidence from the opening is made to interfere or resonate, and reduce the noise of the cooling style.

(3) Invention of a claim 3 forms locus 48 in the flowing direction of the cooling style more than a biseriate at least, and shifts mutually the frequency band of the acoustic wave reduced by each locus.

[0009] In addition, although drawing of the form of operation was used by the term of the above-mentioned The means for solving a technical problem explaining the composition of this invention in order to make this invention intelligible, thereby, this invention is not limited to the form of operation.

[0010]

[Embodiments of the Invention] Hereafter, the form of operation of this invention is explained with reference to drawing 1 -3. Drawing 1 is the global-placement view of a fan shroud and its periphery article. In drawing 1, axis-of-rotation 1a of a cooling fan 1 is connected with the prime mover 2 through the non-illustrated belt, the pulley, and the clutch. A cooling fan 1 is a suction formula fan, and, ahead [the], the radiator 3 is arranged. Between a radiator 3 and a cooling fan 1, drawing 2 and the fan shroud 4 which shows a detailed configuration to 3 are arranged, and the path of the cooling style is formed. The end of the fan shroud 4 is attached in the side of a radiator 3, and the other end is arranged on the outside of the periphery of a cooling fan 1. In addition, comparatively, as for the size of the chip path clearance L3 of L2/L1 and the direction of wings quantity of the fan shroud 4 and a cooling fan 1, this invention does not have a direct relation, and these values are determined for the amount L2 of foggings of the cooling fan 1 and the fan shroud 4 to the blade length L1 of a cooling fan 1 as an optimum value from fields, such as noise and efficiency.

[0011] Next, the detailed configuration of the fan shroud 4 is explained using drawing 2 and 3. Drawing 2 is the enlarged view of the fan shroud 4 shown in drawing 1, and drawing 3 is the III-III line cross section of drawing 2. As shown in drawing 2 and 3, it is the double-pipe structure which the fan shroud

4 has in the outside of the inner tube 41 of length W with bores $D1$ and $D2$ which are different by the cross direction, and an inner tube 41, and consists of an outer tube 42 of an outer diameter $D3$ and length W , and an inner tube 41 and an outer tube 42 bend a plate in a circle configuration, respectively, and are processed. The lock out plates 43 and 44 are joined to an inner-tube 41 and outer-tube 42 order end face, and the cross section of a double pipe has the core-box configuration surrounded by the inner tube 41, the outer tube 42, and the lock out plates 43 and 44. The building envelope of a double pipe is divided into three doughnut-like space, plenum-chamber 46a, middle room 46b, and back locus 46c, by the middle plate 45 of two sheets with which the periphery edge and inner circumference edge were joined to the inner tube 41 and the outer tube 42, respectively, a bore $D1$ and an outer diameter $D3$, as shown in drawing 2. Namely, the locus of the shape of a doughnut of a triplex row are installed in the direction in which a cooling wind flows. The division-into-equal-parts rate of the plenum-chamber 46a is carried out to a hoop direction by two or more dashboards 47 attached in the inner-tube 41, outer tube 42 and the lock out board 43, and the middle plate 45 as further shown in drawing 3, and the interference room 48 which is six whose duct length inside a double pipe is LF is formed. Thus, one opening 49 is formed in the about 47-dashboard inner tube 41, respectively, and each interference room 48 leads to the air duct of the cooling air which passes the inside of an inner tube 41 through opening 49 at the interference room 48 formed of two or more dashboards 47. In addition, although illustration is omitted, the division-into-equal-parts rate also of middle room 46b and the back locus 46c is carried out to a hoop direction by the dashboard 47 like plenum-chamber 46a, and the interference room whose duct length is LM and LR , respectively is formed.

[0012] Subsequently, operation of the gestalt of this operation is explained. If a prime mover 2 drives and a cooling fan 1 rotates, air will be inhaled from the front of a radiator 3. This air becomes the style of cooling, and a heat exchange is carried out to the prime-mover cooling water which flows the interior of a radiator 3, and it lowers a circulating water temperature. The cooling wind by which the heat exchange was carried out passes the inside of the inner tube 41 of the fan shroud 4, and is discharged behind a cooling fan 1. Thus, in case a cooling wind passes the inside of the fan shroud 4, it becomes an acoustic wave and incidence is carried out to the interference room 48 from opening 49. The inside of the interference room 48 is spread to a hoop direction, it is reflected in the dashboard 47 of termination, and 180 degrees of phases are reversed and they spread again the acoustic wave by which incidence was carried out to the interference room 48 toward opening 49. Therefore, if it is set as $1/4$ wave of the acoustic wave which wants to muffle each duct length LF , LM , and LR , respectively, the noise of predetermined frequency will be muffled by interference of an incident wave and a reflected wave. If the duct length LF , LM , and LR is set up, respectively so that it may become $1/4$ wave of the primary resonant frequency [secondary / 3rd] of the fan shroud 4 in this case, the resonance of the low frequency resulting from vibration of the fan shroud 4 can be reduced.

[0013] Thus, since according to the gestalt of this operation the interference room was formed so that the fan shroud 4 might be made into double-pipe structure, a dashboard 47 and a middle plate 45 might divide the building envelope into two or more rooms and the duct length might become $1/4$ wave of a predetermined acoustic frequency, even if it is the noise of low frequency, it can decrease. Moreover, since the fan shroud 4 became the structure reinforced with two or more dashboards 47 and middle plates 45 and the rigidity was raised, vibration of the fan shroud 4 and noise are reduced.

[0014] With the gestalt of the above-mentioned implementation, although the fan shroud 4 was explained as the so-called interference formula silence structure, as shown in drawing 4, it can also consider as resonance formula silence structure. Drawing 4 is the outline cross section of the fan shroud 4 equipped with resonance formula silence structure. In drawing 4, the building envelope of the fan shroud 4 which makes double-pipe structure as well as drawing 2 and the interference formula silence structure shown in 3 is trichotomized by the cross direction with two or more middle plates 45, and plenum-chamber 46a, middle room 46b, and back locus 46c are formed, respectively. These plenum-chambers 46a, middle room 46b, and back locus 46c are divided also into the hoop direction by the non-illustrated dashboard so that it may become the resonant chamber of the predetermined volume V , respectively. Thus, the cervix 50 of board thickness t and the effective-area product S is formed in the

inner tube 41 of each formed resonant chamber, and the resonator is formed in it. The resonance frequency determined by the volume V of a resonator, board thickness t , and the effective-area product S serves as a predetermined value which is different with the resonator formed in plenum-chamber 46a, the resonator formed in middle room 46b, and the resonator formed in back locus 46c, respectively. When an acoustic wave carries out incidence to such a resonator, the amplitude of the air of the cervix in a predetermined resonance frequency becomes large, friction arises, and only the energy near [this] frequency is muffled. Therefore, a noise predetermined by setting up suitably volume V , board thickness t , and the effective-area product S can be muffled.

[0015] In addition, in the gestalt of the above operation, although the building envelope of a double pipe is divided into three at shaft orientations, it is not limited to this, and although division of a hoop direction considered as the division-into-equal-parts rate, it is not necessary to consider as a division-into-equal-parts rate depending on the case. Furthermore, it not only reduces the resonance of a fan shroud, but you may set up duct length so that fan noise, such as fan rotation sound, a whizzing sound, and a flow noise of a fan shroud wall surface, may be reduced. You may stick acoustic material on a double-pipe front face further again. Moreover, the abrupt change of the air duct configuration of a fan shroud is avoided, and making an air duct configuration into the so-called bell-mouth configuration so that it may become a smooth air flow is also considered. Furthermore, although the cooling fan was made into the induced draft fan, a fan shroud can be made the same composition even if it is the pushing formula fan by whom a cooling fan is installed ahead of a radiator. You may be made to muffle two or more acoustic frequencies simultaneously further again combining interference formula silence structure and resonance formula silence structure. Moreover, you may set up the configuration of a middle plate and a dashboard, number of sheets, etc. so that the resonant frequency of a fan shroud may serve as a predetermined value. Furthermore, this invention is applicable also to what installed the oil cooler in the preceding paragraph of a radiator.

[0016]

[Effect of the Invention] Since the interference room or the resonant chamber was established in the fan shroud according to invention of a claim 1 as explained to the detail above, predetermined sound can be reduced. Moreover, since according to invention of a claim 2 the fan shroud was made into double-pipe structure, and the interior of a double pipe was divided so that it might become a predetermined angle at a hoop direction, it also becomes raising the rigidity of a fan shroud and a predetermined fan noise can be reduced effectively. Furthermore, according to invention of a claim 3, since the interference room or the resonant chamber was established in the flow direction of the cooling style more than the biseriate, the noise of two or more acoustic frequencies can be reduced simultaneously.

[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-93670

(43) 公開日 平成11年(1999) 4月6日

(51) Int.Cl.⁶

F 0 1 P 11/10
11/12

識別記号

F I

F 0 1 P 11/10
11/12

F
J

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 5 頁)

(21) 出願番号 特願平9-254840

(22) 出願日 平成9年(1997) 9月19日

(71) 出願人 000005522

日立建機株式会社
東京都千代田区大手町2丁目6番2号

(72) 発明者 竹田 栄

茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株
式会社土浦工場内

(74) 代理人 弁理士 永井 冬紀

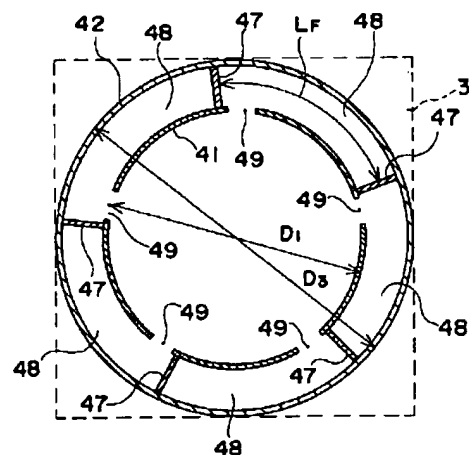
(54) 【発明の名称】 ファンシュラウド

(57) 【要約】

【課題】 冷却ファンの回転、およびファンシュラウドの振動に起因するファン騒音を効果的に低減せしめるファンシュラウドを提供する。

【解決手段】 ファンシュラウド4を内管41および外管42からなる二重管構造とし、二重管内部の周方向管路長さLFが所定音響波長の1/4倍となるように仕切板47で分割し干渉室48を形成する。各干渉室48の内管41には開口部49を設ける。開口部49より入射した音波は、1/4波長伝播後、位相が180°逆転して反射するので、所定音響波長の騒音は消音される。

【図3】



【特許請求の範囲】

【請求項1】 ラジエータと冷却ファンとの間に配置され、前記ラジエータ内を循環する冷却水と熱交換する冷却風の通路を形成するファンシュラウドにおいて、前記冷却ファンとの間を流れる冷却風の音波が入射され、その音波を干渉もしくは共鳴させることにより前記冷却風による騒音を低減する室を備えたことを特徴とするファンシュラウド。

【請求項2】 ラジエータと冷却ファンとの間に配置され、前記ラジエータ内を循環する冷却水と熱交換する冷却風の通路を形成するファンシュラウドにおいて、前記冷却ファンとの間に前記冷却風の通路を形成する内管と、この内管に対して二重管として配置される外管と、前記内管と外管との間の環状空間において周方向に所定の角度ごとに分割された複数の閉鎖空間であって、前記冷却ファンとの間を通過する冷却風の音波が入射する開口を有し、その開口から入射した音波を干渉もしくは共鳴させて前記冷却風の騒音を低減する複数の室とを備えることを特徴とするファンシュラウド。

【請求項3】 前記冷却風の流れる方向に少なくとも前記室を二列以上設け、それぞれの室で低減する音波の周波数帯域を相互にずらすようにしたことを特徴とする請求項1または2に記載のファンシュラウド。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、建設機械や大型車両などに設置される冷却ファンのファンシュラウドに関する。

【0002】

【従来の技術】油圧ショベルやクローラークレーン等の建設機械に採用されているファンシュラウドの周辺機器の概略配置図を図5に示す。図5において、冷却ファン11は原動機12に直結された吸い込み式ファンであり、その前方には、ラジエータ13が配置されている。ラジエータ13の側面にはファンシュラウド14が取り付けられ、冷却ファン11とラジエータ13との間の空気通路を形成している。原動機12が駆動され、冷却ファン11が回転すると、ラジエータ13の前方より吸い込まれた冷却風は、ラジエータ13を通過し、さらにファンシュラウド14の内側を通過して冷却ファン11の後方に排出される。その際、冷却ファン11が回転するとその回転数に依存するファン回転音や、風切り音、ファンシュラウド14に沿った空気の乱れ流れによる乱流騒音等のファン騒音が発生する。

【0003】一方、建設機械においては、近年住民の生活環境を保全するためにその騒音を規制する動きがあり、例えば、エンジンの無負荷最高回転数での騒音評価、すなわち定置騒音評価に代わり作業騒音評価も採用されている。この評価は、建設機械の車体の動的な状態

での騒音、実際には、掘削、走行、旋回等の模擬作業負荷時の周囲騒音を評価するものであり、建設機械においてさらなる低騒音化が要求されている。このような要求に対し、ファン騒音については図6に示すように、例えば特開平7-11956号公報に記載されているように、ファンシュラウド14の内表面に吸音材15を貼り付けてファン騒音を吸収する方法が提案されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、これらのファン騒音の大きさは、図5に示すように冷却ファン11に対するファンシュラウド14のかぶり量 $L2$ と冷却ファン11の翼長さ $L1$ との割合 $L2/L1$ や、冷却ファン11の翼先端とファンシュラウド14の隙間であるチップクリアランス $L3$ の大きさ、ファンシュラウド14の形状や冷却ファンの11形状等の多数の因子によって左右される。したがって、このような因子によって発生するファン騒音を効果的に低減するためには、吸音材の使用だけでは不十分である。

【0005】また、ファン騒音には、前述したファン回転音や風切り音、シュラウド壁面の乱流騒音等のファン騒音以外にも、例えばファンシュラウド14の振動が騒音源となって生じるものがある。このようなファンシュラウド14の振動は、原動機12の駆動に伴い原動機12の振動がフレームを介してファンシュラウド14に伝播し、また、冷却ファン11の回転に伴い冷却ファン11近傍の空気の周期的な圧力変動によって発生するものである。したがって、その振動周波数は、数百Hz程度の比較的低周波のものが含まれる。そこで特に、ファンシュラウド14の振動周波数とその固有振動数に一致すると、ファンシュラウド14は共鳴音を発し、ファン騒音を著しく増大させる結果となる。

【0006】このようなファンシュラウド14の振動に起因する比較的低周波な騒音を、前述したファンシュラウド14の表面に吸音材を貼り付けることで吸音しようとしても、吸音材はその特性より、千Hz以上の比較的高周波な騒音を吸音する場合に有効なものであり、低周波な騒音に対しては吸音効果が小さい。また、ファンシュラウド14の共鳴を防止するために、ファンシュラウド14の剛性を上げることも考えられるが、単なる剛性の増加だけでは重量増を伴い好ましくない。

【0007】本発明の目的は、前述した種々の要因によって発生するファン騒音を効果的に低減させるファンシュラウドを提供することにある。

【0008】

【課題を解決するための手段】

(1) 一実施の形態を示す図1～3を参照して説明すると、請求項1の発明は、ラジエータ3と冷却ファン1との間に配置され、ラジエータ3内を循環する冷却水と熱交換する冷却風の通路を形成するファンシュラウド4に適用される。そして、冷却ファン1との間を流れる冷

却風の音波が入射され、その音波を干渉もしくは共鳴させることにより冷却風による騒音を低減する室48を備えることにより上記目的は達成される。

(2) 請求項2の発明は、ラジエータ3と冷却ファン1との間に配置され、ラジエータ3内を循環する冷却水と熱交換する冷却風の通路を形成するファンシュラウド4に適用される。そして、冷却ファン1との間に冷却風の通路を形成する内管41と、この内管41に対して二重管として配置される外管42と、内管41と外管42との間の環状空間において周方向に所定の角度ごとに分割された複数の閉鎖空間であって、冷却ファン1との間を通過する冷却風の音波が入射する開口49を有し、その開口から入射した音波を干渉もしくは共鳴させて冷却風の騒音を低減する複数の室48とを備えることにより上記目的は達成される。

(3) 請求項3の発明は、冷却風の流れる方向に少なくとも室48を二列以上設け、それぞれの室で低減する音波の周波数帯域を相互にずらすようにしたものである。

【0009】なお、本発明の構成を説明する上記課題を解決するための手段の項では、本発明を分かり易くするために実施の形態の図を用いたが、これにより本発明が実施の形態に限定されるものではない。

【0010】

【発明の実施の形態】以下、図1～3を参照して本発明の実施の形態について説明する。図1は、ファンシュラウドとその周辺部品の概略配置図である。図1において、冷却ファン1の回転軸1aは、不図示のベルト、プーリ、クラッチを介して原動機2に連結されている。冷却ファン1は吸い込み式ファンであり、その前方にはラジエータ3が配置されている。ラジエータ3と冷却ファン1の間には、図2、3に詳細形状を示すファンシュラウド4が配置され、冷却風の通路を形成している。ファンシュラウド4の一端はラジエータ3の側面に取り付けられ、他端は冷却ファン1の外周の外側に配置されている。なお、冷却ファン1の翼長さL1に対する冷却ファン1とファンシュラウド4とのかぶり量L2の割合L2/L1、およびファンシュラウド4と冷却ファン1の翼高方向のチップクリアランスL3の大きさは、本発明とは直接関係がないものであり、騒音、効率等の面からこれらの値が最適値に決定される。

【0011】次に、図2、3を用いてファンシュラウド4の詳細な形状について説明する。図2は、図1に示したファンシュラウド4の拡大図であり、図3は図2のII-III線断面図である。図2、3に示すように、ファンシュラウド4は、前後方向に異なった内径D1、D2を有する長さWの内管41、および内管41の外側にあって外径D3、長さWの外管42からなる二重管構造であり、内管41、外管42はそれぞれ平板を円形状に折り曲げて加工されている。内管41および外管42の前後端面には閉塞平板43、44が接合され、二重管の断面は、内管

41、外管42、閉塞平板43、44で囲まれた箱型形状を有している。二重管の内部空間は、図2に示すように、内管41および外管42にその外周縁と内周縁がそれぞれ接合された内径D1、外径D3の二枚の中間板45によって、前室46a、中間室46b、後室46cの三つのドーナツ状空間に分割されている。すなわち、冷却風が流れる方向に三列のドーナツ状の室が並設される。前室46aはさらに図3に示すように、内管41、外管42および閉塞板43、中間板45に取り付けられた複数の仕切板47によって周方向に等分割され、二重管内部の管路長さがLFである六つの干渉室48が形成されている。このように複数の仕切板47によって形成された干渉室48には、仕切板47近傍の内管41にそれぞれ一箇所の開口部49が設けられ、各干渉室48は開口部49を介して、内管41の内側を通過する冷却空気の空気通路と通じている。なお、図示は省略するが、中間室46bおよび後室46cも、前室46aと同様に仕切板47によって周方向に等分割され、管路長さがそれぞれLM、LRである干渉室が形成されている。

【0012】次いで、本実施の形態の動作について説明する。原動機2が駆動され冷却ファン1が回転すると、ラジエータ3の前方より空気が吸い込まれる。この空気は冷却風となって、ラジエータ3の内部を流れる原動機冷却水と熱交換されて冷却水温度を下げる。熱交換された冷却風は、ファンシュラウド4の内管41の内側を通過して冷却ファン1の後方に排出される。このように、冷却風がファンシュラウド4の内側を通過する際、音波となって開口部49より干渉室48に入射される。干渉室48に入射された音波は、干渉室48内を周方向に伝播し、終端の仕切板47において反射され、位相が180°逆転して再び開口部49に向かって伝播する。したがって、各管路長LF、LM、LRを消音したい音波の1/4波長にそれぞれ設定すれば、入射波と反射波の干渉によって所定周波数の騒音を消音することとなる。この場合、例えばファンシュラウド4の1次および2次、3次の固有振動数の1/4波長となるように、管路長LF、LM、LRをそれぞれ設定すれば、ファンシュラウド4の振動に起因する低周波の共鳴音を低減することができる。

【0013】このように本実施の形態によると、ファンシュラウド4を二重管構造とし、その内部空間を仕切板47および中間板45によって複数の室に分割し、その管路長さが所定の音響周波数の1/4波長となるように干渉室を形成したので、低周波の騒音であっても低減することができる。また、ファンシュラウド4は複数の仕切板47および中間板45で補強された構造となり、その剛性を高めたので、ファンシュラウド4の振動、騒音は低減される。

【0014】上記実施の形態では、ファンシュラウド4をいわゆる干渉式消音構造として説明したが、図4に示すように共鳴式消音構造とすることもできる。図4は、

5

共鳴式消音構造を備えたファンシュラウド4の概略断面図である。図4において、図2,3に示す干渉式消音構造と同様に二重管構造をなすファンシュラウド4の内部空間は、複数の中間板45によって前後方向に三分割され、それぞれ前室46a、中間室46b、後室46cが形成されている。これら前室46a、中間室46b、後室46cは、それぞれ所定の体積Vの共鳴室となるように不図示の仕切板によって周方向にも分割されている。このようにして形成された各共鳴室の内管41には、板厚 t 、開口面積Sの頸部50が設けられ共鳴器が形成されている。共鳴器の体積V、板厚 t および開口面積Sによって決定される共鳴周波数は、前室46aに設けられた共鳴器、中間室46bに設けられた共鳴器、および後室46cに設けられた共鳴器でそれぞれ異なった所定の値となっている。このような共鳴器に音波が入射した場合、所定共鳴周波数における頸部の空気振幅が大きくなり、摩擦が生じてこの周波数付近のエネルギーのみが消音される。したがって、体積V、板厚 t 、開口面積Sを適宜設定することで所定の騒音を消音することができる。

【0015】なお、以上の実施の形態において、二重管の内部空間を軸方向に三つに分割したがこれに限定されるものではなく、また、周方向の分割は等分割としたが、場合によっては等分割としなくともよい。さらに、ファンシュラウドの共鳴音を低減するだけでなく、ファン回転音、風切り音、ファンシュラウド壁面の乱流騒音等のファン騒音を低減するように管路長を設定してもよい。さらにまた、二重管表面に吸音材を貼り付けてもよい。また、ファンシュラウドの空気通路形状の急激な変化を避け、滑らかな空気流れとなるように空気通路形状をいわゆるベルマウス形状とすることも考えられる。さらに、冷却ファンは吸い込みファンとしたが、ラジエータの前方に冷却ファンが設置される押し込み式ファンであってもファンシュラウドを同様な構成にすることができる。さらにまた、干渉式消音構造と共鳴式消音構造とを組み合わせる複数の音響周波数の消音を同時に行うようにしてもよい。また、ファンシュラウドの固有振動数

6

が所定の値となるように、中間板、仕切板の形状、枚数等を設定してもよい。さらに、本発明は、ラジエータの前方にオイルクーラを設置したものにも適用することができる。

【0016】

【発明の効果】以上詳細に説明したように、請求項1の発明によれば、ファンシュラウドに干渉室もしくは共鳴室を設けたので所定音響を低減することができる。また、請求項2の発明によれば、ファンシュラウドを二重管構造とし、二重管内部を周方向に所定の角度となるように分割したので、ファンシュラウドの剛性を高めることにもなり所定のファン騒音を効果的に低減することができる。さらに、請求項3の発明によれば、干渉室もしくは共鳴室を冷却風の流れ方向に二列以上設けたので、複数の音響周波数の騒音を同時に低減することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本実施の形態に係わるファンシュラウドとその周辺部品との概略配置図。

20 【図2】本実施の形態に係わるファンシュラウドの拡大図。

【図3】本実施の形態に係わるファンシュラウドの拡大図である図2のIII-III線断面図。

【図4】本実施の形態に係わる変形例としてのファンシュラウドの拡大図。

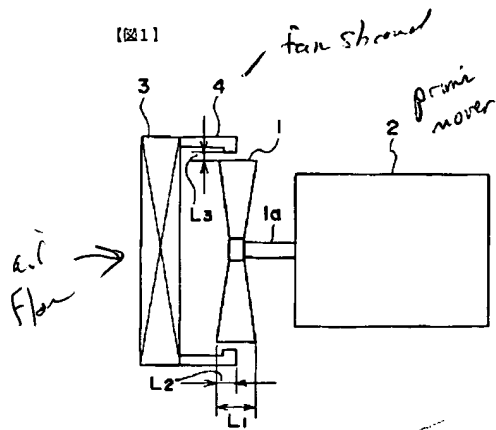
【図5】従来の技術に係わるファンシュラウドとその周辺部品との概略配置図。

【図6】従来の技術に係わるファンシュラウドに吸音材を貼り付けた図。

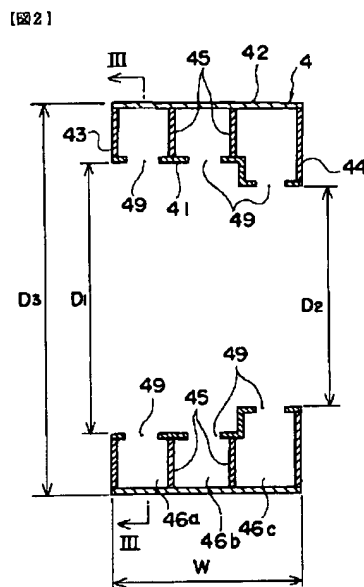
30 【符号の説明】

- 1 冷却ファン
- 3 ラジエータ
- 4 ファンシュラウド
- 41 内管
- 42 外管
- 48 干渉室、共鳴室
- 49 開口部

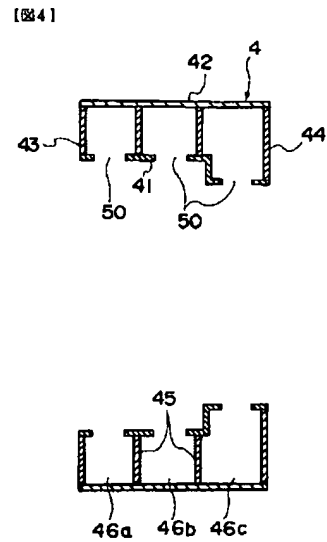
【図1】



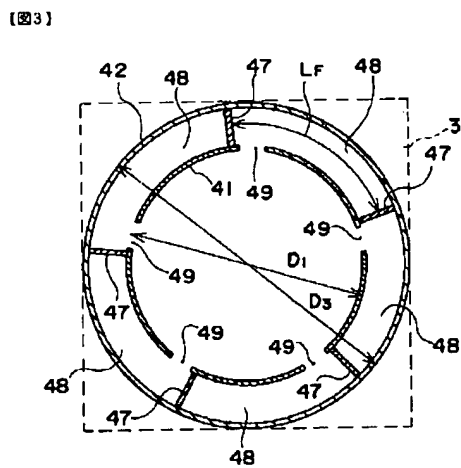
【図2】



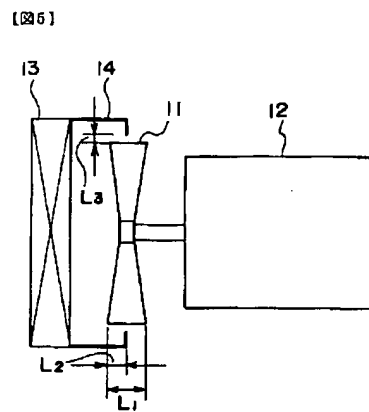
【図4】



【図3】



【図5】



【図6】

